



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONCEPČNÍ STUDIE MECHANISMU  
UCHOPOVÁNÍ VÝKOVKU**

CONCEPTUAL STUDY OF THE GRIPPING MECHANISM FOR THE FORGING

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Martin Smolík**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**

**BRNO 2021**



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Martin Smolík**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Koncepční studie mechanismu uchopování výkovku

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedení rešeršní studie mechanismů pro uchopování výkovků určených pro volné kování. Přehledová studie o mechanismech úchopů použitých u kovacích manipulátorů. Součástí práce je koncepční návrh uchopovacího mechanismu dle parametrů.

Technické parametry:

Hmotnost výkovku do 20 t.

Upínací průměr výkovku 245 až 1250 mm.

Výška zdvihu kleští 1350 mm.

Rotace kleští kolem podélné osy výkovku a úhlový náklon výkovku.

### Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor uchopovacích mechanismů kovacích manipulátorů pro volné kování.

Koncepční návrh uchopovacího mechanismu kovacího manipulátoru pro volné kování.

Rozbor silových a tvarových parametrů mechanismu a požadavky na kovací manipulátor.

Výkres sestavy uchopovacího mechanismu.

Výkresy vybraných částí mechanismu.

### Seznam doporučené literatury:

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BURIAN, Viktor. Kleště kovářského manipulátoru: porovnání jednotlivých konstrukčních řešení s ohledem na svařované a odlévané konstrukce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2016.

YAN, Changya, Feng GAO a Yong ZHANG. Kinematic Modeling of a Serial-Parallel Forging Manipulator with Application to Heavy-Duty Manipulations#. Mechanics based design of structures and machines [online]. Taylor & Francis Group, 2010, 38(1), 105-129 [cit. 2020-10-20]. ISSN 1539-7734. Dostupné z: doi:10.1080/15397730903455344.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L.S.

-----  
prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

-----  
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Výsledkem práce je přehledová studie technologie uchopování výkovků doplněna o koncepční návrh uchopovacího mechanismu kolejového kovacího manipulátoru. Rozměry vycházejí ze zadaných hodnot pro nosnost manipulátoru do 20 tun a mezních upínacích průměrech 245 mm až 1250 mm. Konstrukce mechanismu vychází z technických řešení používaných firmou ŽĐAS a.s. v rámci modelové řady manipulátorů QKK. Následně bylo navrženo vhodné kinematické řešení doplněné o rozměry odpovídající zadání. Jsou provedeny základní analytické výpočty ověřující správnost volby rozměrů spojovacích čepů. Výsledná podoba mechanismu je zobrazena v přiložené výkresové dokumentaci.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Kolejový kovací manipulátor, uchopovací mechanismus, volné kování, integrovaný kovací soubor

## ABSTRACT

The result of the work is an overview study of the technology of gripping forgings and Conceptual design of the gripping mechanism of the railbound forging manipulator. Main dimensions are based on the entered values for the load capacity of the manipulator up to 20 tons and the limiting clamping diameters of 245 mm to 1250 mm. The construction of the mechanism is based on technical solutions used by ŽĐAS a.s. within the model line of QKK manipulators. Subsequently, a suitable kinematic solution was proposed, supplemented by dimensions corresponding to the assignment.

Basic analytical calculations are performed to verify the correct choice of the dimensions of the connecting pins. The final form of the mechanism is shown in the attached drawing documentation.

## KEYWORDS

Railbound forging manipulator, gripping mechanism, open-die forging, integrated forging unit

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SMOLÍK, Martin. *Koncepční studie mechanismu uchopování výkovku*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132231>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Přemysl Pokorný.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2021

.....

Martin Smolík

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji panu Ing. Přemyslovi Pokornému, Ph.D. za cenné připomínky a rady týkající se zpracování bakalářské práce. Také firmě ŽĎAS a.s. za možnost spolupráce a zejména pracovníkům Projekce a konstrukce tvářecích strojů za cenné informace týkající se problematiky kovacích manipulátorů. Dále bych chtěl poděkovat rodině a zejména rodičům za podporu při studiu.



## OBSAH

Úvod .....	11
Cíle práce.....	12
1 Technologie průmyslového volného kování.....	13
1.1 Volné kování.....	13
1.2 Integrované kovací soubory s využitím kovacích manipulátorů .....	14
2 Manipulátory v oblasti volného kování .....	15
2.1 Základní dělení manipulátorů v oblasti volného kování.....	15
2.1.1 Kovací.....	15
2.1.2 Šaržovací .....	16
2.2 Součásti kovacího kolejového manipulátoru .....	17
2.3 Uchopovací mechanismus kovacích manipulátorů.....	18
2.4 Typy kleští .....	19
2.4.1 Kovářské kleště .....	19
2.4.2 Šaržovací (transportní) kleště .....	20
2.5 Technologie výroby kleští kovacích manipulátorů.....	22
2.5.1 Odlévání .....	22
2.5.2 Řezání plamenem .....	23
2.5.3 Svařování.....	24
2.6 Upínací válec .....	25
2.7 Kinematika kleští .....	26
2.7.1 Přenos táhly .....	26
2.7.2 Kulisový mechanismus.....	28
2.7.3 Pohon dvojicí pístů .....	29
2.7.4 Přímý pístový pohon.....	30
2.8 Zhodnocení získaných informací.....	31
3 Konstrukční návrh .....	32
3.1 Návrh geometrie čelisti .....	32
3.2 Volba kinematického uspořádání.....	33
3.3 Návrh rozměrových parametrů mechanismu .....	33
3.4 Technologie konstrukce kleští .....	34
3.5 Určení mezních sil v čelistech .....	35
3.6 Návrh upínacího válce .....	38
3.7 Rozbor skutečného silového působení v součástech .....	40
3.8 Návrh průřezu táhla.....	42
3.9 Návrh rozměrů upínacích čepů .....	44

---

Závěr.....	48
Seznam příloh.....	51

## ÚVOD

Kování jako způsob tváření má velmi dlouhou historii, ale v průběhu staletí si prošlo významnou evolucí. Už dávno se v průmyslové výrobě nesetkáme s kovářem, který tvaruje rozžhavený kus kovu s pomocí kladiva a kovadliny. Lidskou sílu nahradily ve všech směrech stroje. Místo kladiva jsou používány hydraulické lisy a kleště byly nahrazeny manipulátory.

V dnešní době je nejvzácnější komoditou čas, a proto se snažíme být ve všem co nejefektivnější. Pokud je efektivita prioritou v běžném životě, pak to v práci platí dvojnásob. Ve výrobě různých produktů můžeme docílit zvýšení efektivity pomocí optimalizace a automatizace výroby.

Potřeba zvyšovat efektivitu a co nejvíce optimalizovat výrobu kovaných polotovarů vedla k jedné z největších změn v tomto odvětví. Touto změnou je bezesporu integrovaný kovací soubor. Jedná se o pracovní stanici složenou z hydraulického lisu a jednoho či více manipulátorů, která je řízena kovářem z řídicího centra. Tímto způsobem lze tvářet velmi těžké polotovary nekompaktních rozměrů. Díky řadě zautomatizovaných činností uložených v paměti zařízení je schopno pracovat částečně samostatně.

V následující práci se zabývám koncepčním návrhem uchopovacího mechanismu kolejového kovacího manipulátoru. Konstrukce kleští kovacího manipulátoru a kinematický princip jsou založeny na v praxi používaných technických řešeních firmy ŽĐAS a.s. Rozměry vycházejí z tabulkových hodnot kovacího manipulátoru pro nosnost do 20 tun.

## CÍLE PRÁCE

Cílem práce je provedení rešerše technických řešení uchopovacích mechanismů užívaných v technické praxi. V další části byl na základě rešerše vybrán nejvhodnější typ technického provedení uchopovacího mechanismu. Pro parametry ze zadání byl navržen mechanismus a jednotlivé součásti. Výstupem práce je také samotný návrh a výkresová dokumentace.

- Rešeršní rozbor uchopovacích mechanismů kovacíh manipulátorů pro volné kování.
- Koncepční návrh uchopovacího mechanismu kovacího manipulátoru pro volné kování.
- Rozbor silových a tvarových parametrů mechanismu a požadavky na kovací manipulátor.
- Výkres sestavy uchopovacího mechanismu.
- Výkresy vybraných částí mechanismu.

# 1 TECHNOLOGIE PRŮMYSLOVÉHO VOLNÉHO KOVÁNÍ

## 1.1 VOLNÉ KOVÁNÍ

*„Volné kování za tepla je pracovní postup výroby výkovků, při kterém se dosáhne kombinací základních kovářských operací přibližného tvaru hotové součásti. Volné kování lze rozdělit na ruční a strojní. V současné době se ruční kování používá v kusové výrobě malých a středně velkých výkovků v rámci oprav, údržby, v zámečnictví a uměleckého kovářství. Strojním kovááním se vyrábějí velké výkovky, těžko vyrobitelné jinou technologií, avšak tvarově jednoduché a musí mít velké materiálové přídavky.“ [23]*

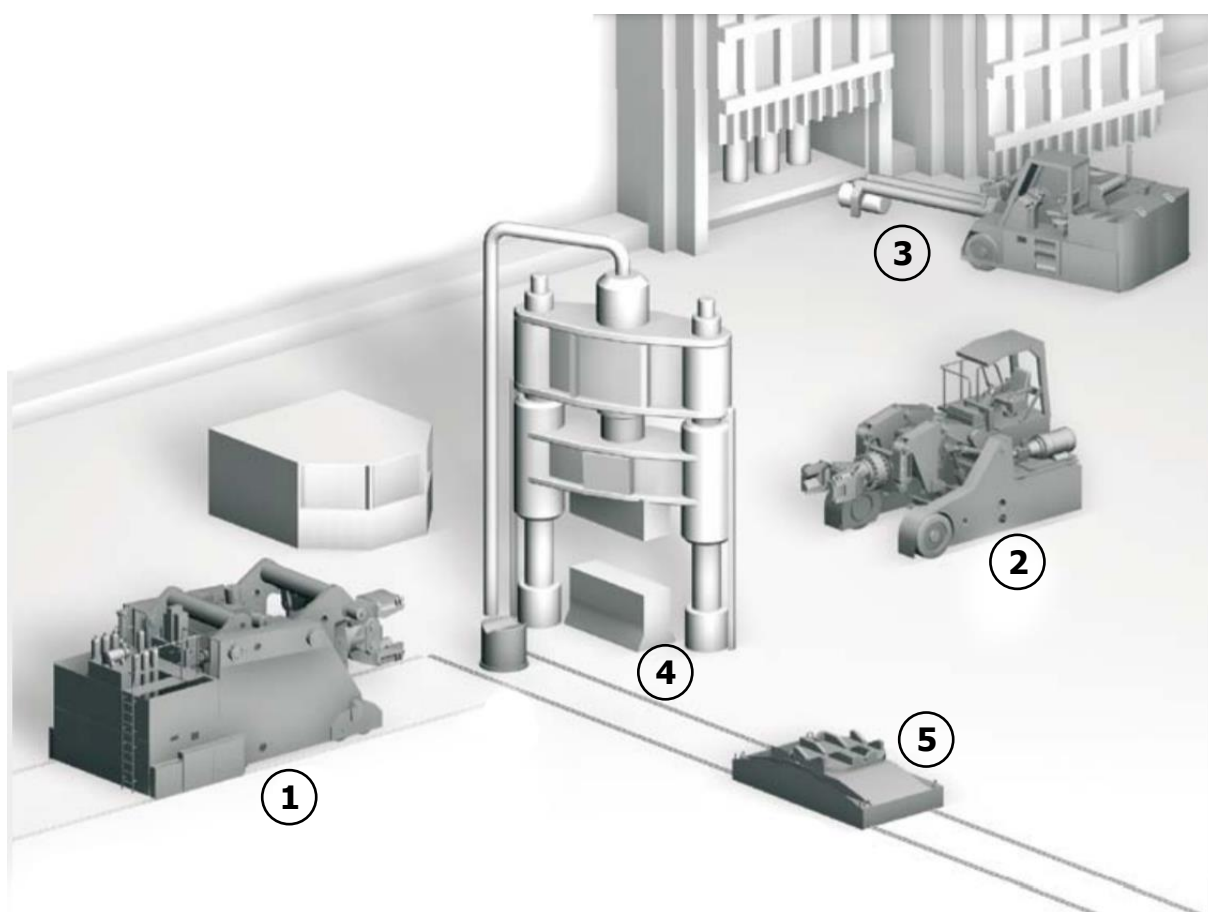
Touto technologií lze provádět následující operace:

- Prodlužování
- Pěchování
- Kování na trnu
- Osazování a přesazování
- Děrování
- Ohýbání

V rámci technologie volného strojního kování jsou nejčastěji v praxi aplikovanými tvářecími stroji hydraulické lisy. U lisu je zdrojem tvářecí síly tlačný hydraulický válec. Lis je tvářecí stroj pracující se stálým (nebo proměnným) tlakem, díky čemuž dochází k prokování materiálu v celém objemu, jeho hlavní nevýhodou je vměšování okují do povrchu výkovku v důsledku tváření. Tomuto jevu se snaží zabránit automatické nebo manuální systémy ofukování okují z pracovního prostoru lisu.

## 1.2 INTEGROVANÉ KOVACÍ SOUBORY S VYUŽITÍM KOVACÍCH MANIPULÁTORŮ

Pro zajištění nejvyšší možné účinnosti kování ve všech kovacích cyklech, zejména při kování tyčí je využívána kombinace hydraulického kovacího lisu a kolejového kovacího manipulátoru, který umožňuje velmi přesnou manipulaci. Pro zvláště dlouhé a těžké výkovky se využívá kombinace dvou manipulátorů. Převážně dvou kolejových, nebo zřídka kolejového a kolového manipulátoru. Manipulátory pracují synchronně, kde jeden z nich pracuje jako řídící (master) a druhý jako řízený (slave). Kovací soubor může obsahovat také otočný ingotový stůl, nebo ingotový vůz, umožňující otočení kovaného kusu v průběhu kovacího procesu. Automatizační systém umožňuje úplnou koordinaci mezi lisem, manipulátory i pomocnými zařízeními. Celý proces volného kování dokáže řídit jedna osoba z řídicího centra. V automatickém režimu jsou kovací procesy prováděny na základě předem naprogramovaných úkonů s maximální přesností.[10] [11] [12] [13]



Obr. 1.1.1 Schéma integrovaného kovacího souboru [4]

1. Hlavní kovací manipulátor
2. Pomocný kovací manipulátor
3. Šaržovací manipulátor
4. Hornotlaký dvousloupový hydraulický lis
5. Ingotový vůz

## 2 MANIPULÁTORY V OBLASTI VOLNÉHO KOVÁNÍ

Manipulátory pro volné kování jsou zařízení koncipována pro manipulaci s velmi těžkými břemeny. Jsou pravidelně vystavovány extrémním tepelným vlivům. Podle zaměření rozlišujeme kovací a šaržovací manipulátory.

### 2.1 ZÁKLADNÍ DĚLENÍ MANIPULÁTORŮ V OBLASTI VOLNÉHO KOVÁNÍ

#### 2.1.1 KOVACÍ

Kovací manipulátory slouží k manipulaci s výkovkem v pracovním prostoru lisu. V technické praxi se vyskytují nejčastěji kovací manipulátory s kolovým a zejména kolejovým podvozkem. [10]

#### KOLEJOVÉ

Manipulátory s kolejovým podvozkem umožňují díky své robustní konstrukci manipulovat s velmi těžkými břemeny. Nosnosti kolejových manipulátorů řady SSM z produkce společnosti DANGO & DIENENTHAL (dále jen DDS) se pohybují od 1t až do 350t. Díky kolejovému vedení dosahují manipulátory vysoké přesnosti a reprodukovatelnosti jednotlivých úkonů, což významně zvyšuje produktivitu a snižuje přídavky potřebné pro další obrábění. [11]



*Obr. 2.1 Kolejový kovací manipulátor DDS (řada SSM) [11]*

## KOLOVÉ

Kolové kovací manipulátory jsou svou kompaktní, ale i robustní konstrukcí navrženy také pro práci při vysokých teplotách optimálně přizpůsobeny pro provoz v kovárnách. Díky menším rozměrům mohou snadno manévrovat ve stísněných prostorách kováren. Také mohou být využity jako podpůrný manipulátor při kování dlouhých tyčí. [11]



*Obr. 2.2 Kolový kovací manipulátor DDS (řada MSM) [11]*

### 2.1.2 ŠARŽOVACÍ

Transportní manipulátor je vhodný pro přepravu polotovarů a kroužků. Například pro nakládání či vykládání polotovarů z pece anebo jejich rychlou přepravu k tvářecímu pracovišti. Výhodou těchto manipulátorů je zvláště dlouhý výložník, který udržuje všechny důležité součásti stroje v dostatečné vzdálenosti od zdroje tepla. Velký dosah je výhodou také při vyjímání polotovarů ze zadních prostor komorových pecí. Transportní manipulátor je řízen ovladači (hydraulickými nebo elektro-hydraulickými) přímo z kabiny umístěné na rámu manipulátoru. [11]

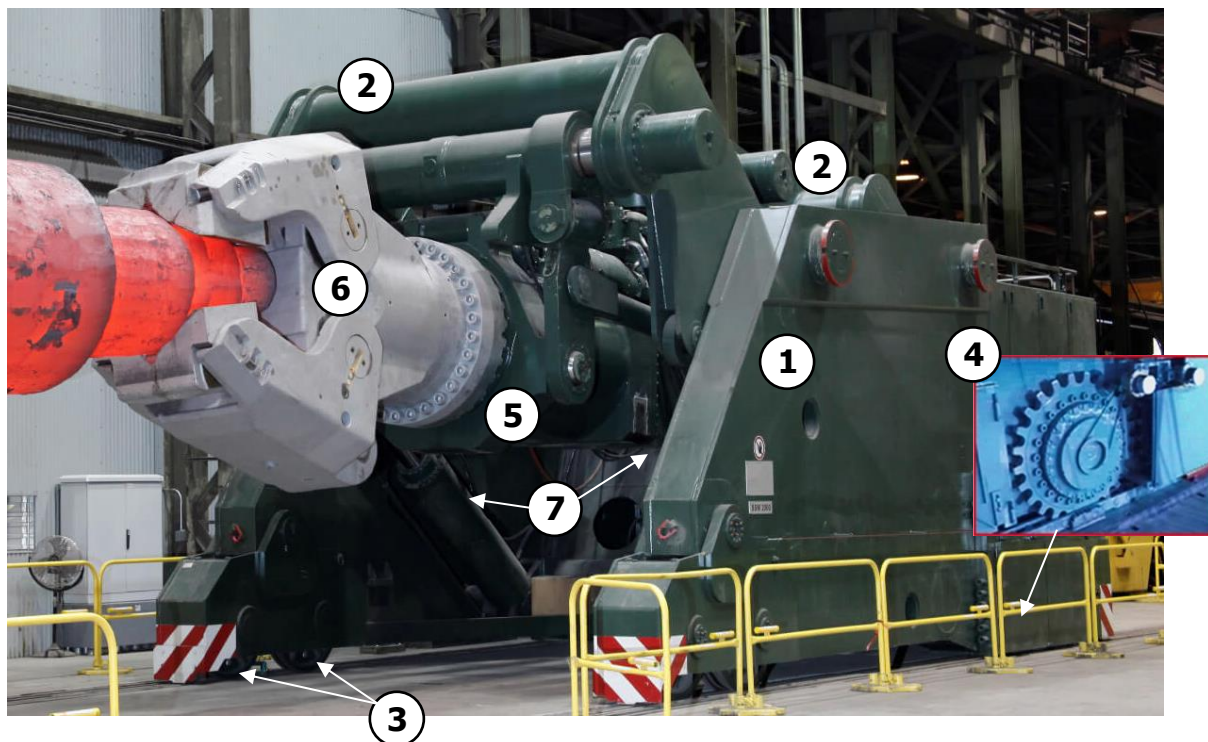


*Obr. 2.3 Šaržovací (transportní) manipulátor DDS (řada MTM) [11]*



## 2.2 SOUČÁSTI KOVACÍHO KOLEJOVÉHO MANIPULÁTORU

Tělo kolejového kovacího manipulátoru je tvořeno dvojicí bočnic (pozice 1). Tyto dva svařované díly jsou vzájemně spojeny s pomocí příčníků (pozice 2) v hlavní nosný prvek stroje. Pohyb po kolejích umožňují kolejová kola (pozice 3), ta jsou montována do těla manipulátoru společně s několika cévovými koly (pozice 4). V zadní části stroje je umístěna hydraulická nádrž s akumulátory, dodávající kapalinu pro pohon stroje. V přední části se nachází uchopovací mechanismus (pozice 6) připevněný k nosníku kleští. S tělem manipulátoru je nosník kleští vázán dvojicí zadních zdvižných pístů a předních podpůrných pístů (pozice 7).

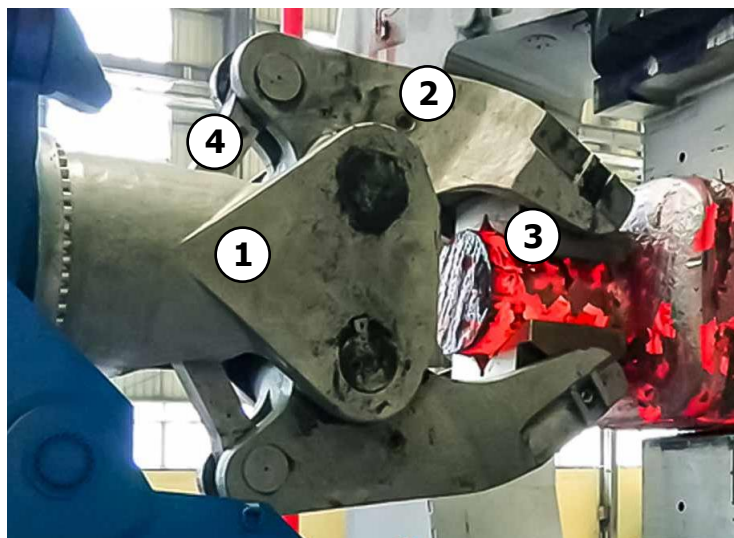


Obr. 2.4 Kolejový kovací manipulátor s popisem [16]

1. Bočnice
2. Přední příčník
3. Pojezdová kola
4. Cévová kola
5. Skříň nosníku kleští
6. Uchopovací mechanismus
7. Zvedací písty

## 2.3 UCHOPOVACÍ MECHANISMUS KOVACÍCH MANIPULÁTORŮ

Nosnou částí kovacích kleští je skříň (pozice 1) uchycená k nosníku pomocí šroubů. Do skříně jsou pomocí dvou nosných čepů ukotveny páky kleští (pozice 2). Obě páky jsou na jedné straně osazeny prizmatickými čelistmi (pozice 3) a na straně druhé čepem spojeny s táhlem (pozice 4). Táhla spojují páky kleští s oky na konci upínací tyče hlavního hydraulického válce.



1. Skříň kleští
2. Páka kleští
3. Prizmatické čelisti
4. Táhla

*Obr. 2.5 Kleště kovacího manipulátoru [11]*

## 2.4 TYPY KLEŠTÍ

Pro různorodé aplikace osazujeme manipulátory vhodným typem kleští. Jednotlivé typy kleští se od sebe liší konstrukčním řešením a kinematickým uspořádáním.

### 2.4.1 KOVÁŘSKÉ KLEŠTĚ

Nejdůležitější komponentou na rozhraní výkovek-manipulátor jsou kovářské kleště. Ty zajišťují uchopování samotného výkovku. Tvar kleští vychází z použitého kinematického uspořádání a technologie výroby. Popisem různých technologií při výrobě kleští se zabývá následující podkapitola 2.5 s názvem *Technologie výroby kleští kovacíh manipulátorů*. Tepelně nejvíce exponovanou částí kleští jsou prizmatické čelisti, které jsou po celou dobu v kontaktu s výkovkem. Čelisti mohou být opatřeny vroubkováním, které zvyšuje jistotu úchopu. Od tohoto řešení se upouští a čelisti bývají ploché (s malým vybráním).

Kovářské kleště (Obr.2.7) jsou navrženy pro kování běžných výkovků tyčového tvaru z ingotů. Při kování kroužků je možné kovářské kleště opatřit nástavci (Obr.2.6), které umožňují upínání kroužků a disků. Nevýhodou nástavců je značné zvýšení kleští a tudíž snížení variability zdvihu.



Obr. 2.6 Nástavce kleští s vnitřním a vnějším uložením [1] [19]

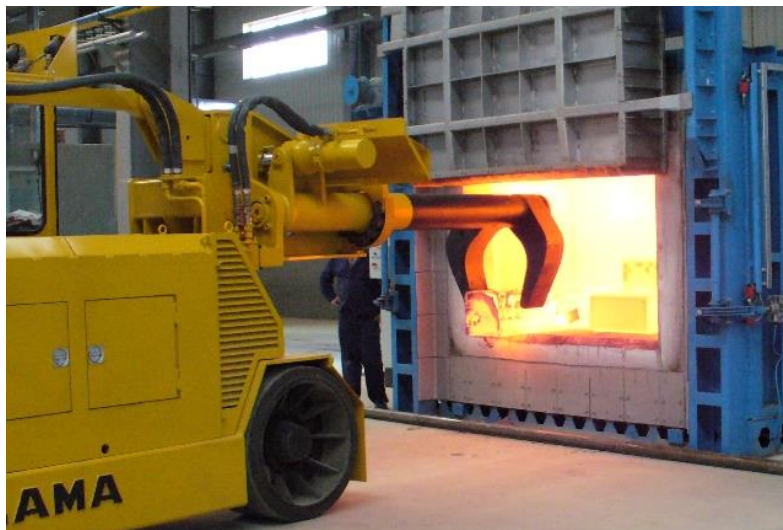


Obr. 2.7 Kleště kovacího manipulátoru [22]



### 2.4.2 ŠARŽOVACÍ (TRANSPORTNÍ) KLEŠTĚ

Šaržovací manipulátory využívají k uchopování polotovarů speciálně navržených kleští. Tyto kleště jsou svou konstrukcí uzpůsobeny pro snadné uchopování a transport polotovarů. Společnost DDS má ve své nabídce také transportní manipulátor s možností výměny nástavců. Jako alternativa k šaržovacím manipulátorům slouží vysoko zdvižné vozíky vybavené uchopovacím mechanismem. Ve srovnání s nimi dosahují manipulátory větších rychlostí, mohou díky hydraulickému pohonu kleští transportovat těžší břemena a také mají delší životnost. [11]



Obr. 2.8 Šaržovací manipulátor firma GLAMA [5]



Obr. 2.9 Nástavce šaržovacích manipulátorů [14]



*Obr. 2.10 Přídavné kleště firma Cascade pro vysokozdvíhový vozík LINDE [15]*

## 2.5 TECHNOLOGIE VÝROBY KLEŠTÍ KOVACÍCH MANIPULÁTORŮ

Při konstrukci skříně a pák kleští kovacích manipulátorů je nutno brát v potaz vznik kritických hodnot napětí, vzniklé v důsledku tváření, zároveň velké rozměry těchto součástí a provoz ve vysokých teplotách. Tato podkapitola je věnována vybraným technologickým řešením konstrukce kovářských kleští.

### 2.5.1 ODLÉVÁNÍ

Hlavními výhodami odlévání je možnost zhotovovat díly v široké škále od několika gramů až do desítek tun. Odléváním jsme také schopni produkovat díly značně složitých prostorových tvarů o velké tuhosti. S využitím legujících prvků je možné značně ovlivňovat materiálové vlastnosti výsledných odlitků.

U odlévání větších dílů, kterými jsou také komponenty kovářských kleští je větší riziko vzniku staženin a vnitřních vad, které mohou způsobit zkrácení životnosti součástí. Litina má velmi dobré tlumicí vlastnosti, ale je také velmi křehká, což může rovněž vést k předčasnému vyřazení z provozu.

Odlévání je tedy vhodnější při konstrukci menších součástí, u kterých se tak zásadně neprojeví nevýhody této technologie. [17]



*Obr. 2.11 Lité kleště manipulátoru [11]*



### 2.5.2 ŘEZÁNÍ PLAMENEM

Další možností konstrukce kovářských kleští je řezání tvaru pák přímo z předkovaného polotovaru. Řezání z polotovaru se provádí v rámci specializovaného řezacího centra (Obr.2.12), materiál je dělen postupně. S využitím CNC obrábění jsou výpalky obrobena do montážní podoby a následně povrchově upraveny.

Na obrázku 2.12 je zachycen proces řezání polotovarů pro nástavce kleští z nelegované jakostní konstrukční oceli třídy S355J2G3.



*Obr. 2.12 Řezání plamenem z předkovaného polotovaru [8]*



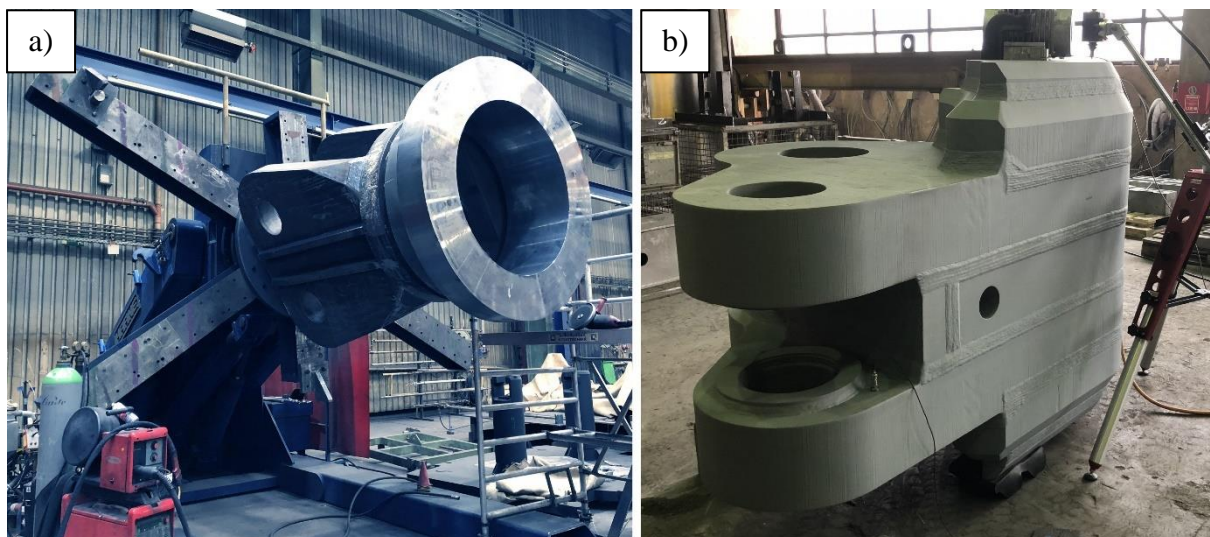
*Obr. 2.13 Třískové obrábění páky kleští [8]*

### 2.5.3 SVAŘOVÁNÍ

Svařování je technologie, kterou docílíme nerozebíratelného spojení součástí. Výhodou je možnost svařovat kovové i nekovové materiály. Volbou vysoce jakostních materiálů jsme schopni získat svařenec s velmi dobrými mechanickými vlastnostmi. V průběhu svařování dochází k nerovnoměrnému ohřevu materiálu, což má za následek vznik vnitřních napětí.

Svařování je ekonomicky výhodnější zejména u větších součástí. Ve srovnání s odléváním je nutné komponenty svařovat z více částí. To nám umožní použít jako polotovary běžně dostupné (například plechové) díly, což značně snižuje cenovou nákladnost výroby.

Výrobou kovářských kleští se svařovanou konstrukcí se mimo jiné zabývá firma Jebens, která tyto díly poskytuje jako externí dodavatel výrobcům kovacích manipulátorů. Jednotlivé díly pro svaření těchto kleští byly vyřezány z plechů o tloušťce až 250 mm a následně svařeny do požadované podoby. Podobným způsobem je možné zhotovit také skříň kleští (Obr.2.14 a). Výhodou svařovaných konstrukcí je možnost kombinovat více materiálů. Na tepelně i silově nejvíce zatěžované komponenty byl použit materiál S690QL a na méně namáhané součásti byla použita ocel kvality S355. Výsledný svařenec kleští byl vibrován, otryskán a ošetřen ochrannou barvou (Obr.2.14 b). [7]



Obr. 2.14 a) Svařenec skříně kleští, b) Svařenec dvojice pák kleští ošetřený nátěrem [7]

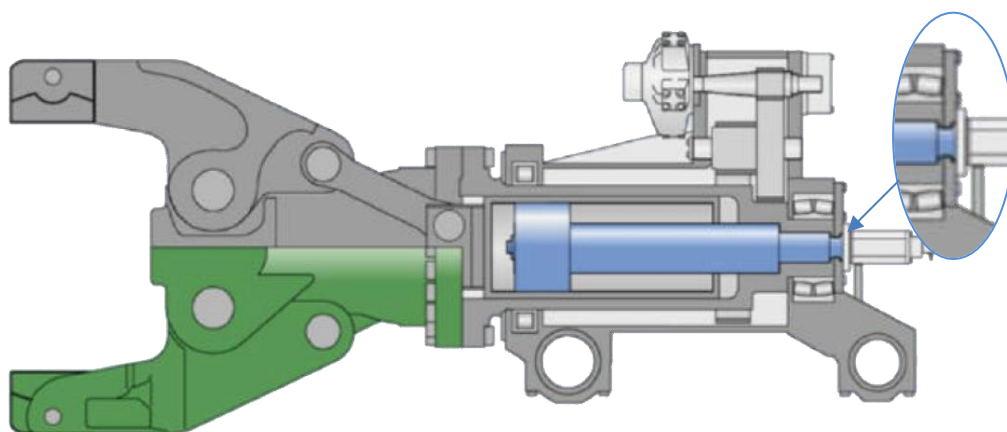


## 2.6 UPÍNACÍ VÁLEC

Kolejové kovací manipulátory jsou vybaveny vlastním hydraulickým systémem. Hydraulický pohon slouží kromě pohonu pojezdu také jako zdroj síly pro sevření kleští a jejich zvedání či naklápění ve všech směrech. Předností hydraulických systémů je možnost plynulé regulace síly (rychlosti), tlumení rázů a možnost vyvinutí velkých sil. Do hydraulického obvodu dodává kapalinu o požadovaném tlaku čerpadlo a manipulátor je vybaven také několika akumulátory sloužící k pokrytí zvýšené potřeby tlakové kapaliny bez čerpadla. [9]

Jediným zdrojem upínací síly hydraulických kleští kolejových kovacích manipulátorů je zpravidla jeden dvojčinný upínací válec, uložený v ose upínaného tělesa. Do skříně nosníku kleští je uložen na ložiscích, aby bylo možné s kleštěmi otáčet. Z tohoto důvodu je nutné tlakovou kapalinu přivádět pomocí otočného přívodu (Obr. 2.15).

Spojení hydraulického válce s kinematickým mechanismem kleští je realizováno s využitím upínacího prvku, ten může být opatřen otvorem pro pojistný čep v ose skříně, nebo dvojicí otvorů mimo osu (Obr. 2.16).



Obr. 2.15 Řez nosníkem kleští [18]



Obr. 2.16 Detail upínacího válce kleští, výrobce firma Silvio Fossa [21]

## 2.7 KINEMATIKA KLEŠTÍ

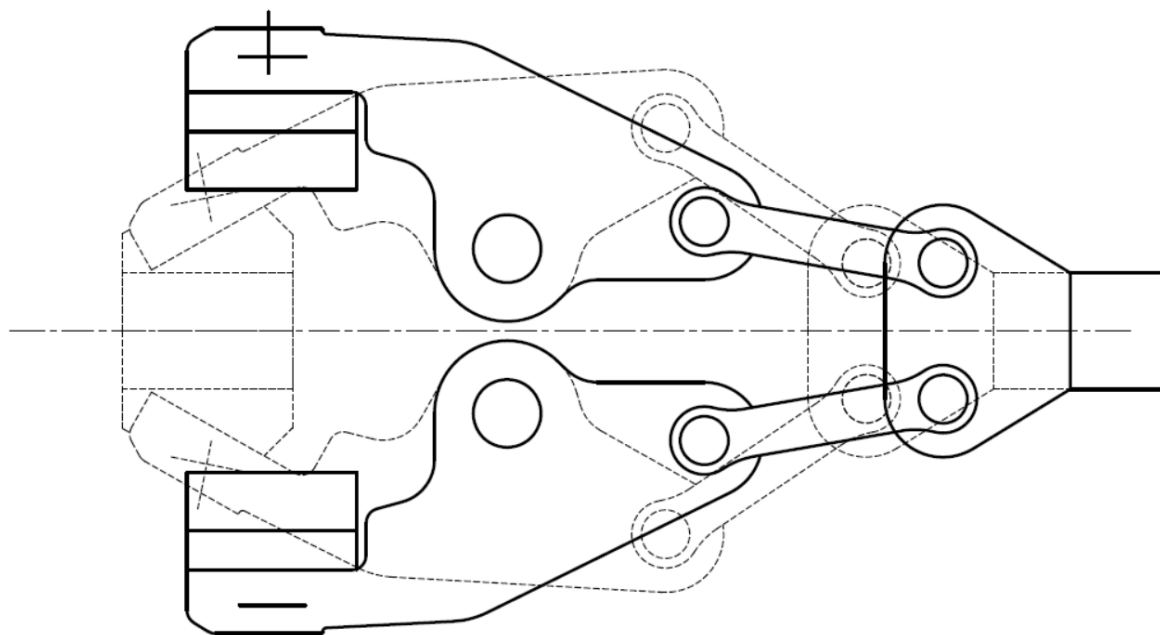
Z předchozí kapitoly je zřejmé, že pohon kovacích manipulátorů je hydraulický. Upínací válec, uložený v nosném pouzdru generuje translační pohyb ve dvou směrech, v jednom kleště zavírá a v druhém rozevírá. K zajištění co nejjistějšího upnutí je nutno směr síly hydraulického válce volbou vhodného kinematického řetězce přenést ideálně kolmo na osu upínaného tělesa.

### 2.7.1 PŘENOS TÁHLY

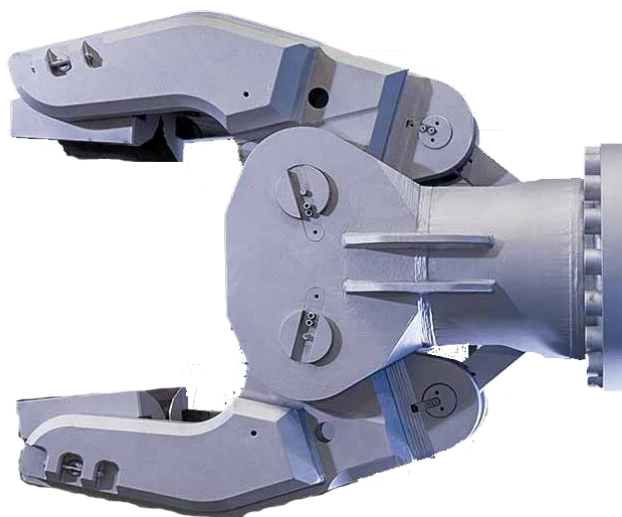
K přenosu a změně orientace síly upínacího válce využíváme táhla, ty spojují páky kleští s upínacím pístem. Nedostatkem tohoto řešení je nerovnoměrnost rozložení sil v různých polohách. Tento problém se dá řešit s pomocí matematických modelů, čímž je možno dosáhnout silového poměru blízkého jedné. Někteří výrobci se vysokým silovým poměrem nezabývají a řeší ho regulací síly dodávané upínacím válcem. Vzhledem k možnosti různých uspořádání dělíme tento princip na dva druhy.

#### DOPŘEDNÉ

U tohoto uspořádání jsou čelisti svírány tlakem upínacího válce směrem k břemenu a pohybem zpět jsou naopak rozevírány. Pístní tyč je při svírání kleští namáhána tlakem a při rozevírání natahována. Tlakem pístní tyče při svírání kleští tlačíme skříň kleští z nosného hřídele, z tohoto důvodu je nutné přírubu skříně osadit větším počtem šroubů, aby nedošlo k porušení spoje.



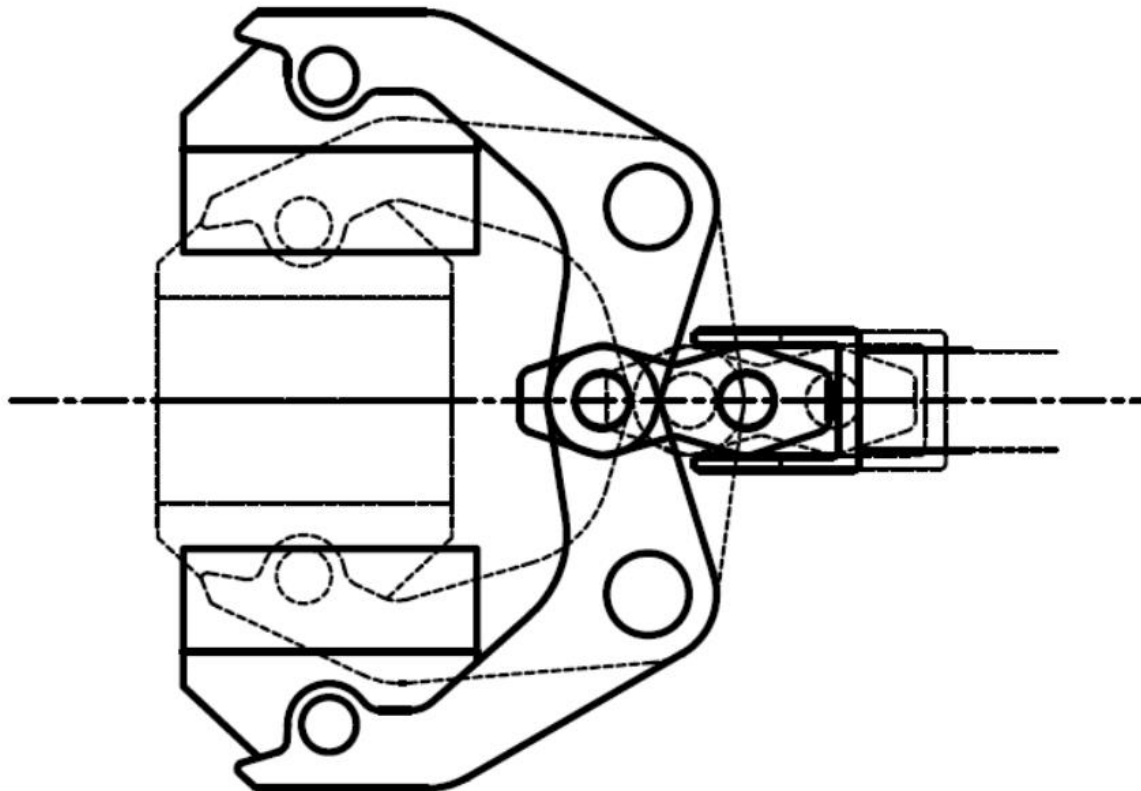
Obr. 2.17 Dopředné uspořádání kinematiky kleští s táhlovým přenosem v pozici open a close



Obr. 2.18 Kovářské kleště s dopředným kinematickým uspořádáním firma DDS [11]

### ZPĚTNÉ

U tohoto uspořádání jsou čelisti svírány pohybem upínacího válce směrem od břemena a pohybem k břemenu rozevírány. Pístní tyč je při svírání kleští namáhána tahem a při rozevírání tlakem. Při svírání kleští je skříň pomocí pístní tyče přitahována k nosnému hřídeli, šroubový spoj na přírubě není namáhán takovými silami, jako u dopředného uspořádání.



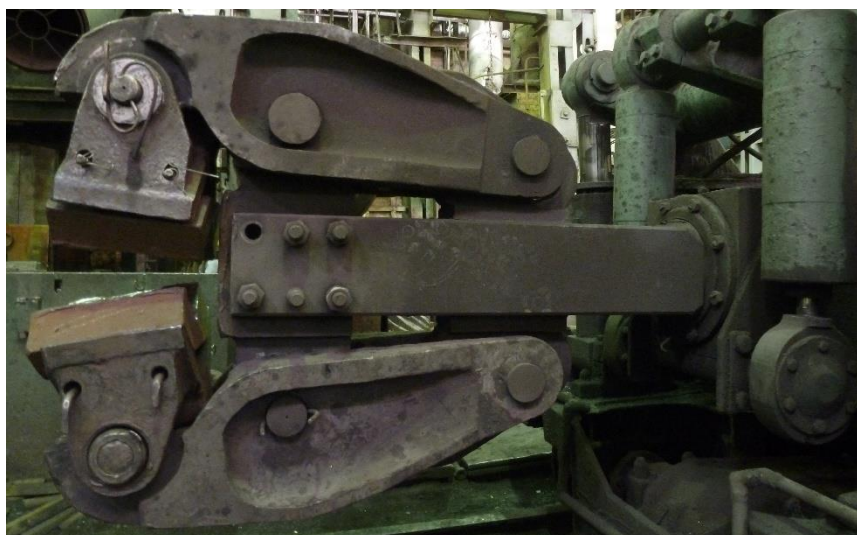
Obr. 2.19 Zpětné uspořádání kinematiky kleští s táhlovým přenosem v pozici open a close



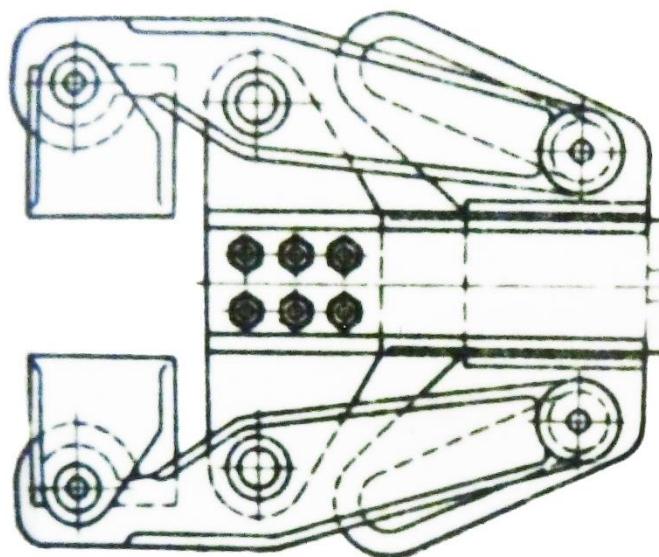
*Obr. 2.20 Kovářské kleště se zpětným kinematickým uspořádáním firma ŽĎAS [5]*

### **2.7.2 KULISOVÝ MECHANISMUS**

Kulisový mechanismus pracuje na principu vzájemného pohybu kamene uvnitř tělesa kulisy. Kámen byl v případě tohoto mechanismu součástí upínací tyče pístu a svým pohybem uvnitř kulisy svíral, či rozevíral čelisti manipulátoru. Tento princip byl používán u starších modelů manipulátorů. Nevýhodou tohoto mechanismu byl zejména malý upínací rozsah.



*Obr. 2.21 Kovářské kleště využívající kulisového mechanismu [5]*



Obr. 2.22 Detail kulisového mechanismu [5]

### 2.7.3 POHON DVOJICÍ PÍSTŮ

Toto řešení je nejčastěji používáno u přidavných kleští k vysokozdvížným vozíkům. Pohon tohoto mechanismu zajišťuje dvojice souměrně umístěných hydraulických pístů, které nahrazují hnací píst spojený táhly. Tlakem dvojice pístů čelisti svíráme a naopak. U kovacích manipulátorů se tento mechanismus téměř nepoužívá z důvodu malé síly sevření. Její pokles je způsoben nahrazením velkého pístu dvěma menšími.

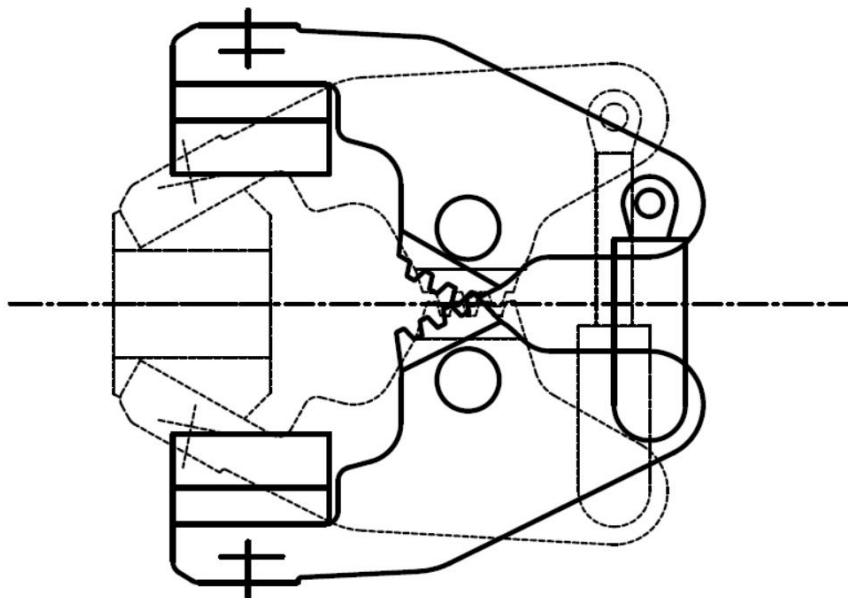


Obr. 2.23 Přídavné kleště firma Cascade pro vysokozdvížný vozík [3]

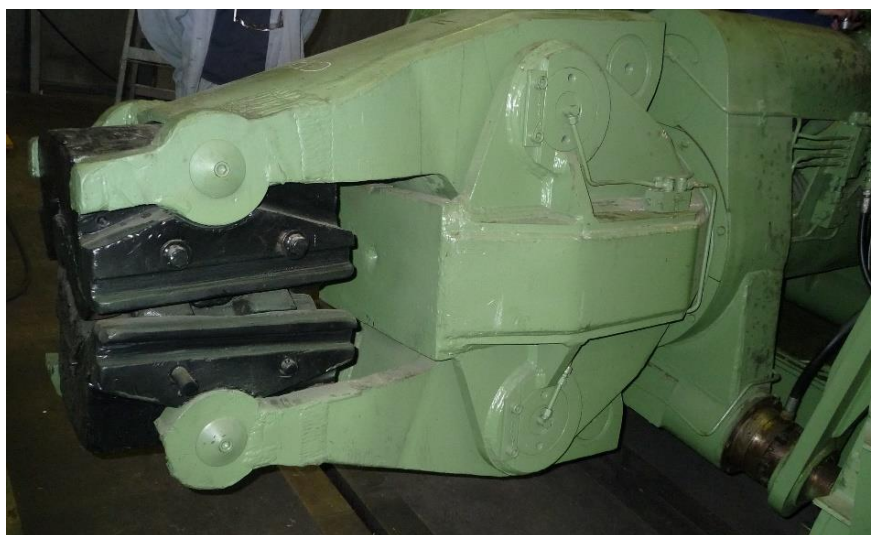


#### 2.7.4 PŘÍMÝ PÍSTOVÝ POHON

U tohoto uspořádání poskytuje hnací sílu samostatný upínací válec umístěný kolmo na osu uchopovaného tělesa. Tlakem hnacího pístu je dosahováno sevření čelistí a tahem opět rozevření. K zajištění rovnoměrného svírání kleští je nutné obě poloviny synchronizovat. Tato synchronizace může být realizována například s využitím ozubených segmentů. Tento princip přenosu sil byl použit u některých kovacích manipulátorů firmy PAHNKE (Obr.2.25).



Obr. 2.24 Uspořádání s přímým pohonem jedním pístem v pozici open a close



Obr. 2.25 Přímý pístový pohon se synchronizací ozubenými segmenty - PAHNKE [4]

## 2.8 ZHODNOCENÍ ZÍSKANÝCH INFORMACÍ

Tato kapitola se zabývá sumarizací dnes nejpoužívanějších technických řešení v oblasti uchopovacích mechanismů, dále je také nastíněn možný trend budoucího vývoje. V závěru kapitoly je na základě těchto skutečností zdůvodněna volba provedení pro samotný konstrukční návrh.

Aktuálně se v oblasti kovacích manipulátorů setkáváme zpravidla s hydraulickým pohonem spojeným s táhlovým mechanismem. Možných provedení přenosu sil je více, technická řešení se liší napříč společnostmi, zabývajícími se konstrukcí manipulátorů. Leadery v oblasti manipulačních zařízení pro volné kování je společnost DDS, ta využívá u svých manipulátorů nejčastěji táhlový mechanismus a svařovanou konstrukci kleští.

Společnosti zabývající se produkcí manipulátorů zároveň pracují na zdokonalování vlastních konstrukcí a na vývoji nových řešení. Proto je budoucí vývoj v této oblasti nevyhnutelný. Jedním z možných scénářů je přechod na svařované konstrukce. Tato konstrukce disponuje oproti odlitkům jistými výhodami. Při kusové výrobě je možné ušetřit na modelovém zařízení a výrobě formy, svařováním lze také zhotovit tvarově složité součásti. Plechy použité jako polotovar pro výpalky jednotlivých komponent mohou mít výrazně lepší mechanické vlastnosti než ocelolitina. Naopak nevýhodou je nutnost volit polotovar z běžně dostupného plechu, normalizovaná tloušťka a plocha. To má za následek vznik velkého množství odpadu. Je nutné vzít také v potaz náročnost svařování.

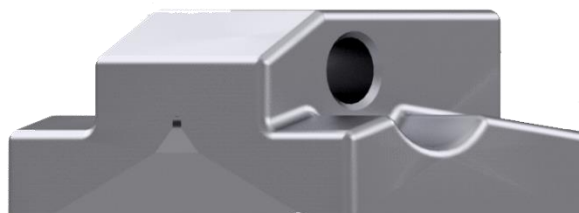
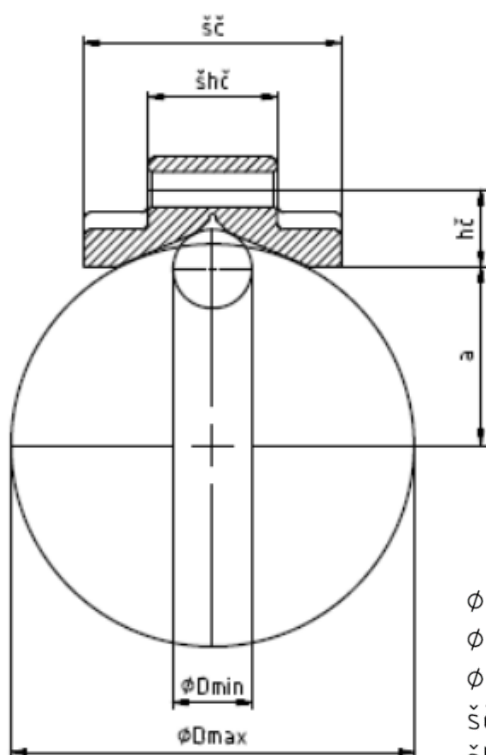
Při volbě řešení konstrukčního návrhu uchopovacího mechanismu zpracovaného v následující kapitole byly s přihlédnutím ke všem získaným informacím a ve snaze vytvořit realistický návrh použity nejprogresivnější metody a postupy. Těleso mechanismu bude tvořeno soustavou svařenců z tlustých plechů a přenos sil realizován pomocí táhel.

### 3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

#### 3.1 NÁVRH GEOMETRIE ČELISTI

Návrh komponent uchopovacího mechanismu se odvíjí od geometrie kleští. Z toho důvodu je při samotné konstrukci nezbytné postupovat směrem od břemene v čelistech k upínacímu válci.

Rozměry a geometrie prizmatických čelistí se odvíjí od mezních hodnot upínaných průměrů, zřejmých ze zadání. Manipulátor s únosností do 20 tun je navržen pro manipulaci s břemeny o průměrech v rozmezí hodnot 245 mm a 1250 mm. Čelisti jsou opatřeny prizmatickými kontaktními plochami, které usnadňují upnutí kruhových polotovarů. Délka tělesa čelisti byla zvolena 560 mm, ostatní rozměry vycházejí poměrově z čelistí dříve konstruovaných manipulátorů podobné nosnosti. Čelist je s pomocí čepu připojena k páce, do které je vložena její horní zúžená část. Soustředně s otvorem pro čep je čelist opatřena dvojicí kruhových dosedacích ploch, které jsou v kontaktu s protikusem na páce. Tyto plochy přenášejí velkou část síly mezi pákou a čelistí, umožňují použít čep o menším průřezu.



$\phi D_{\max} = 1250 \text{ mm}$   
 $\phi D_{\min} = 245 \text{ mm}$   
 $\phi d_{\text{čč}} = 100 \text{ mm}$   
 $\text{š}\check{\text{c}} = 800 \text{ mm}$   
 $\text{š}h\check{\text{c}} = 400 \text{ mm}$   
 $h\check{\text{c}} = 240 \text{ mm}$   
 $a = 551,82 \text{ mm}$

$\phi D_{\max}$  – maximální upínaný průměr

$\phi D_{\min}$  – minimální upínaný průměr

$\phi d_{\text{čč}}$  – průměr čepu čelisti

$\text{š}\check{\text{c}}$  – šířka čelisti

$\text{š}h\check{\text{c}}$  – šířka horní části čelisti

$h\check{\text{c}}$  – svislá vzdálenost dosedacích ploch od osy čepu

$a$  – svislá vzdálenost dosedacích ploch od osy skříně



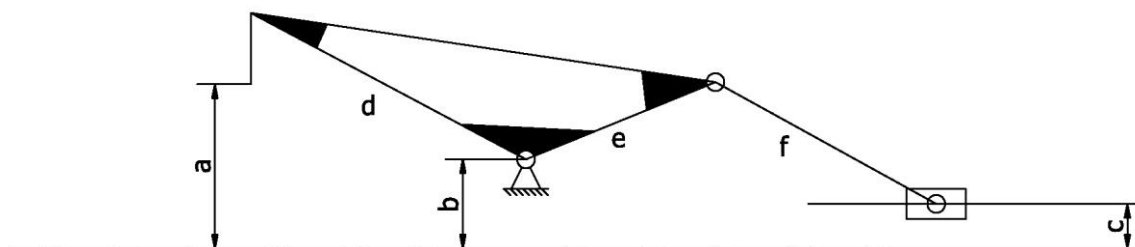
### 3.2 VOLBA KINEMATICKÉHO USPOŘÁDÁNÍ

Pro konstrukční návrh kleští bylo zvoleno řešení s táhlovým přenosem. Konkrétně táhlový mechanismus s tzv. dopředným uspořádáním. Podrobněji se na toto uspořádání zaměřila podkapitola 2.7.1 (Obrázky 2.17, 2.18).

Mechanismus je složený z čelistí navržených v podkapitole 3.1, dvojice pák a táhel, uložených ve skříni kleští. Jednotlivé součásti jsou vzájemně spojeny pomocí válcových čepů.

### 3.3 NÁVRH ROZMĚROVÝCH PARAMETRŮ MECHANISMU

Dalším krokem návrhu jednotlivých komponent je volba rozměrových parametrů. Při volbě byla jako výchozí vodítko použita hodnota poměru obou ramen páky  $d/e$ . U předešlých konstrukcí manipulátorů s tímto kinematickým uspořádáním nabývá tento poměr hodnot v rozmezí 1,5 až 1,9. Pro tento návrh byl zvolen jako výchozí poměr 1,5. Pro delší rameno byla zvolena délka 1050 mm a po zaokrouhlení byla získána délka kratšího ramene 690 mm. Volbou vzájemné vzdálenosti upínacích čepů kleští, respektive upínacího čepu a osy skříně (kóta  $b$ ) získáme předběžnou šířku skříně. Spojení upínacího válce se zbytkem mechanismu bylo realizováno pomocí táhla a spojovací hlavy na konci pístnice. Vzájemná vzdálenost os čepů spojujících táhlo se spojovací hlavou, respektive vzdálenost osy čepu od osy skříně (kóta  $c$ ) byla zvolena 100 mm. Táhlo musí svou délkou (rozměr  $f$ ) umožnit plynulý přenos silových působení v plném rozsahu upínaných průměrů. S Pomocí interaktivního náčrtu v Autodesk Inventor byla vyhovující délka táhla pro tento mechanismus iteračním postupem stanovena na rozměr 850 mm.



$$a = < 0; 551,8165 > \text{ mm}$$

$$b = 300 \text{ mm}$$

$$c = 150 \text{ mm}$$

$$d = 1050 \text{ mm}$$

$$e = 690 \text{ mm}$$

$$f = 850 \text{ mm}$$

Zbylé hodnoty byly zvoleny s ohledem na rozměry čelistí a zadané parametry manipulátoru. Pro další návrhové a pevnostní výpočty budou používány hodnoty ze zadání sepsané níže.

Vstupní parametry pro výpočty:

Klopný moment:	- 500 N/mm
Upínací průměr	- min: 245 mm
	- max: 1250 mm
Výška kleští	- min: 1200 mm
	- max: 2000 mm
Hustota oceli:	- $\rho = 7,850 \cdot 10^{-9} \text{ t/mm}^3$
Nosnost:	- $m = 20 \text{ t}$

### 3.4 TECHNOLOGIE KONSTRUKCE KLEŠTÍ

Na základě poznatků týkajících se řady technologických postupů užívaných při konstrukci kleští zmíněných v podkapitole 2.5 je nutné vybrat, co nejvhodnější výrobní technologii pro toto konkrétní řešení.

V současnosti patří mezi nejprogresivnější výrobní technologie v této oblasti svařování. Výhodám svařovaných kleští je věnována část 2.5.3. Zejména z důvodu nižších výrobních nákladů, možnosti použití materiálu s poměrně lepšími mechanickými vlastnostmi bez nutnosti tepelného zušlechťení povrchu byla zvolena pro tento návrh právě metoda svařování.

Výrobní technologie ovlivňuje návrh hned v několika rovinách. Zaprvé není nutné dbát na úkosity, zaoblení a ostatní náležitosti běžné pro návrh odlitků. Za účelem zvýšení produktivity a snížení nákladů je vhodné použít jako polotovary plechy o běžně dostupné tloušťce a navrhnout šířku komponent tak, aby odpovídala násobkům této hodnoty. U tlustých plechů ze svařitelných materiálů lze vybírat z široké škály tlouštěk.

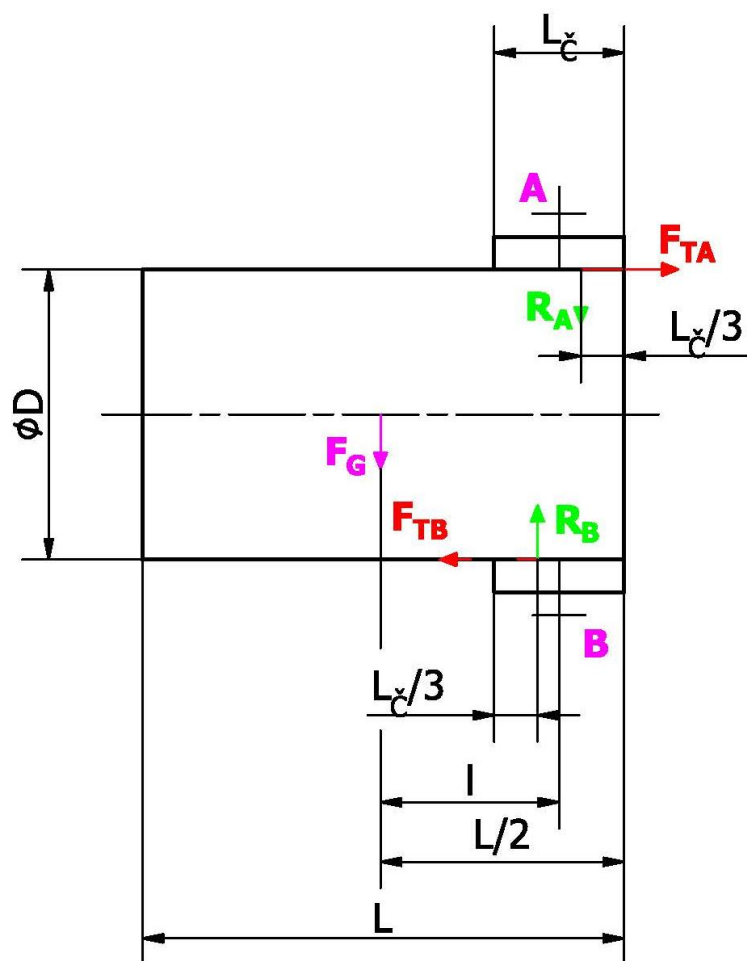
V České republice se zabývá distribucí tlustých za tepla válcovaných plechů a přesnými výpalky z nich například firma *it Bohemia*. Dodávky tlustých plechů zajišťuje firma *RST metall*, která má ve své nabídce plechy z ocelí vhodné pro svařování v tloušťkách až do 700 mm. Pro svařenecké páky budou využity výpalky z materiálu S690QL o tloušťkách 100, 150 a 200 mm.

### 3.5 URČENÍ MEZNÍCH SIL V ČELISTECH

Jak bylo zmíněno již v úvodu této kapitoly, při návrhu kleští uchopovacího mechanismu kovacího manipulátoru je nutné postupovat od břemene směrem k upínacímu válci.

Z předchozích kroků známe veškeré rozměrové parametry uchopovacího mechanismu. V této části návrhu je nezbytné určit mezní reakční síly v tělesech a na základě těchto hodnot navrhnut jejich průřez. K určení zmíněné maximální síly je třeba vycházet z maximální nosnosti manipulátoru a maximálního upínaného průměru. Z těchto údajů doplněných o hustotu tvářené oceli bylo možné vypočítat maximální délku břemena při mezních hodnotách. Z této délky určíme vzdálenost těžiště, ve kterém působí tíhová síla. Síly v čelistech uvažujeme ve vzdálenosti  $1/3$  délky čelisti od kraje. Součinitel statického tření pro ocel byl použit  $f_A = 0,1$ .

Z rovnic statické rovnováhy určíme velikosti sil v obou čelistech a provedeme kontrolu realizovatelnosti, tzn. že hodnoty součinitele statického tření na kontaktní ploše v místě B lze dosáhnout za použití zvoleného materiálu.



**VÝPOČET VZDÁLENOSTI TĚŽIŠTĚ BŘEMENA**

$$m = \rho \cdot V \Rightarrow V = \frac{m}{\rho} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \Rightarrow L = \frac{4 \cdot m}{\rho \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 20}{7,850 \cdot 10^{-9} \cdot \pi \cdot 1250^2} = 2076 \text{ m} \quad \text{Rov. 1}$$

$$L_{\zeta} = 560 \text{ mm}$$

$$l = \frac{L - L_{\zeta}}{2} = \frac{2076 - 560}{2} = 758 \text{ mm} \quad \text{Rov. 2}$$

**ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY**

$$\sum F_X = 0: F_{TA} - F_{TB} = 0 \quad \text{Rov. 3}$$

$$\sum F_Y = 0: F_B - F_A - F_G = 0 \quad \text{Rov. 4}$$

$$\sum M_{OA} = 0: -F_G \cdot l + F_{TA} \cdot D + F_B \cdot \frac{L_{\zeta}}{6} - F_A \cdot \frac{L_{\zeta}}{6} = 0 \quad \text{Rov. 5}$$

$$F_{TA} = F_A \cdot f_A \quad \text{Rov. 6}$$

$$F_{TB} = F_B \cdot f_B \quad \text{Rov. 7}$$

$$F_B = F_A + F_G \quad \text{Rov. 8}$$

$$m \cdot g \cdot l + F_A \cdot f_A \cdot D + (F_A + m \cdot g) \cdot \frac{L_{\zeta}}{6} - F_A \cdot \frac{L_{\zeta}}{6} = 0 \quad \text{Rov. 9}$$

$$m \cdot g \cdot l + \frac{m \cdot g \cdot L_{\zeta}}{6} + F_A \cdot f_A \cdot D + F_A \cdot \frac{L_{\zeta}}{6} - F_A \cdot \frac{L_{\zeta}}{6} = 0 \quad \text{Rov. 10}$$

$$F_A = \frac{m \cdot g \cdot (l + \frac{L_{\zeta}}{6})}{f_A \cdot D + \frac{L_{\zeta}}{3}} = \frac{20 \cdot 9810 \cdot (758 + \frac{560}{2})}{0,15 \cdot 1250 + \frac{560}{3}} = 446,40962 \text{ kN} \quad \text{Rov. 11}$$

$$F_B = F_A + F_G = 446,40962 + 20 \cdot 9810 \cdot 10^{-3} = 642,60962 \text{ kN} \quad \text{Rov. 12}$$

$$F_{TA} = F_A \cdot f_A = 446,40962 \cdot 0,15 = 66,961 \text{ kN} = F_{TB} \quad \text{Rov. 13}$$

$$f_B = \frac{F_{TB}}{F_B} = \frac{66,961}{642,60962} = 0,10 < 0,15 \Rightarrow \text{OK} \quad \text{Rov. 14}$$

Pro výpočty silového působení v jednotlivých komponentách uchopovacího mechanismu byla zvolena síla v horní čelisti  $F_A$ , pro zamezení selhání kleští se používá koeficient bezpečnosti upnutí. Nejčastější je hodnota součinitele 1,5. S pomocí tohoto součinitele byla navýšena vstupní hodnota maximální síly, tudíž byl celý mechanismus mírně předimenzován a zajištěn bezpečný provoz v plném rozsahu upínaných průměrů a hmotností.

Pro následující výpočty bude sloužit navýšená síla  $F_{\text{cel}}$ .

*koeficient upínací síly:  $k = 1,5$*

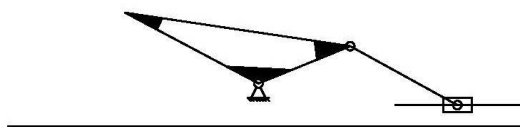
$$F_{\text{cel}} = k \cdot F_A = 1,5 \cdot 446,40962 = 669,61443 \text{ kN}$$

*Rov. 15*

### 3.6 NÁVRH UPÍNACÍHO VÁLCE

K určení silového působení v jednotlivých součástech byla zvolena grafická metoda s pomocí Silového Cremonova obrazce. V prvním kroku je byla uvažována konstantní síla od čelisti a s její pomocí byly určeny ostatní síly v tělesech.

**Geometrický obrazec**



**Rozbor statické určitosti:**

$$s = v - 3 + 3u - k$$

$v$  - počet jednonásobných vnějších vazeb

$u$  - počet uzavřených příhrad

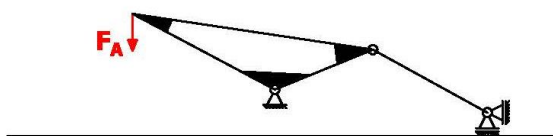
$k$  - počet jednonásobných kloubů

$$s = (2+1) - 3 + 3 \cdot 0 - 1 = -1 \Rightarrow \text{1x staticky přeurčité}$$

Z rozboru statické určitosti plyne, že soustava těles je jedenkrát staticky přeurčitá, tudíž se jedná o mechanismus. Jelikož lze Cremonovu metodu použít pouze pro staticky určité soustavy těles bylo nutné odebrat vhodnou vazbou nadbytečný stupeň volnosti.

**Staticky ekvivalentní náhrada - známá síla v čelisti**

**Geometrický obrazec**



**Rozbor statické určitosti:**

$$s = v - 3 + 3u - k$$

$v$  - počet jednonásobných vnějších vazeb

$u$  - počet uzavřených příhrad

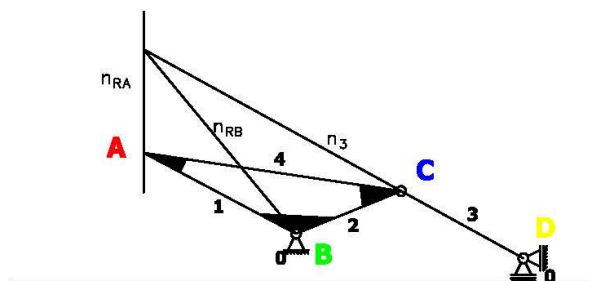
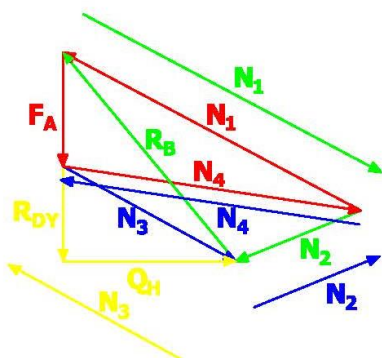
$k$  - počet jednonásobných kloubů

$$s = (2+2) - 3 + 3 \cdot 0 - 1 = 0 \Rightarrow \text{staticky určité}$$

V této podobě je soustava těles řešitelná. Dalším krokem bylo označení jednotlivých těles čísly a vazeb písmeny pro lepší přehlednost.

Základem pro grafický obrazec byla síla  $F_{\text{čel}}$ , na ni byly postupně vázány nositelky ostatních sil a výsledkem byla poloviční hodnota nutné minimální síly dodané upínacím válcem.

**Silový obrazec**



V předchozím kroku byla s využitím grafické metody určena hodnota maximální zátěžné síly od jedné poloviny mechanismu ( $Q_H$ ). Pro získání minimální nutné tlakové síly od upínacího pístu bylo nutné ji pronásobit dvěma ( $F_{VMAX}$ ).

Jako běžný jmenovitý tlak v hydraulickém systému kovacího manipulátoru uvažujeme 20 MPa. Takto určíme minimální nutný průřez hydraulického válce. K této hodnotě byl vybrán na základě normy ISO 3320 nejbližší vyšší normalizovaný průměr hydraulického pístu.

#### MAXIMÁLNÍ ZÁTĚŽNÁ SÍLA

$$Q_H = 1017,469 \text{ kN}$$

$$F_{Vmax} = 2034,938 \text{ kN}$$

#### URČENÍ NEJMENŠÍHO POTŘEBNÉHO PRŮMĚRU UPÍNACÍHO VÁLCE

$$p = \frac{F_V}{S_V} \Rightarrow S_V = \frac{F_V}{p} = \frac{\pi \cdot D_V^2}{4} \quad \text{Rov. 16}$$

$$D_V = \sqrt{\frac{4 \cdot F_V}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2034938}{\pi \cdot 20}} = 359,93 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím dle ISO 3320 } D_V = 360 \text{ mm} \quad \text{Rov. 17}$$

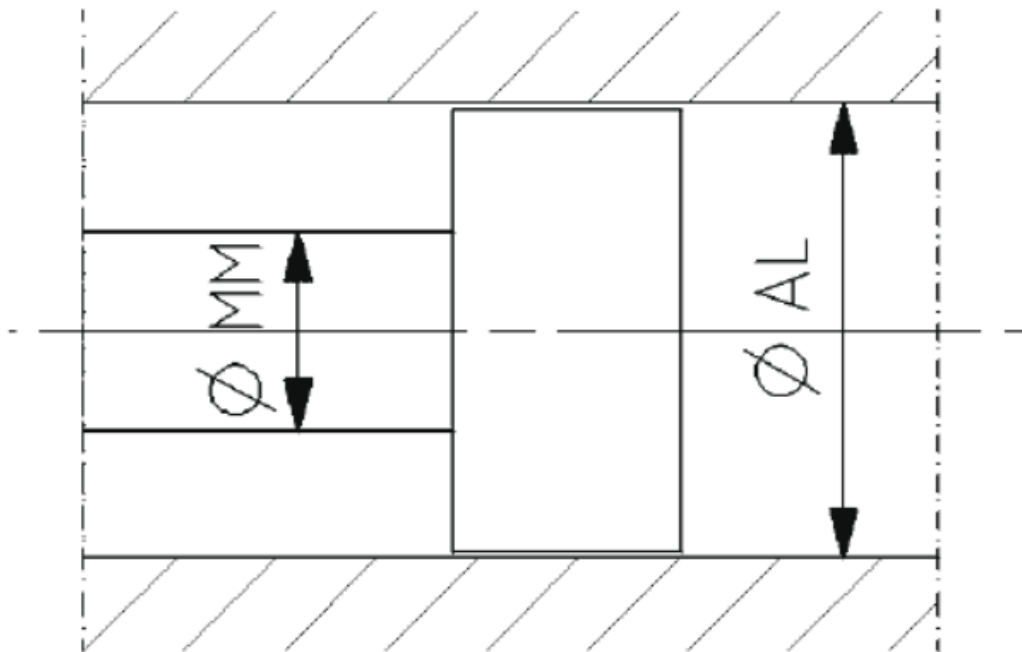


Figure 1 — Identification of bore and rod dimensions

$$AL = 360 \text{ mm}; A_1 = 1018 \text{ mm}^2$$

$$MM = 250 \text{ mm}; A_2 = 527 \text{ mm}^2$$

$$\varphi = 1,93$$

### 3.7 ROZBOR SKUTEČNÉHO SILOVÉHO PŮSOBNÍ V SOUČÁSTECH

Pro normalizovaný průměr hydraulického válce zpětně přepočítáme skutečnou dodanou sílu. Její hodnota byla opět podělena dvěma, čímž získáme skutečnou reakční sílu  $Q_{Hskut}$ . Tuto sílu použijeme ke zpětnému určení skutečné upínací síly mechanismu kleští.

#### URČENÍ SKUTEČNÉ UPÍNAČÍ SÍLY $F_V$

$$p = \frac{F_V}{S_V} \Rightarrow F_V = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot D_V^2}{4} = 20 \cdot \frac{\pi \cdot 360^2}{4} \quad \text{Rov. 18}$$

$$F_{Vskut} = 2035,75204 \text{ kN}$$

$$Q_{Hskut} = \frac{2035,75204}{2} = 1017,87602 \text{ kN} \quad \text{Rov. 19}$$

Nyní v obráceném směru projdeme mechanismem a určíme silové působení v tělesech. Pro tento účel je nutné opět provést rozbor statické určitosti. Jelikož se jedná o tutéž soustavu, je nutné ji pro další řešení opět odebrat nadbytečný stupeň volnosti.

#### Geometrický obrazec



#### Rozbor statické určitosti:

$$s = v - 3 + 3u - k$$

$v$  - počet jednonásobných vnějších vazeb

$u$  - počet uzavřených příhrad

$k$  - počet jednonásobných kloubů

$$s = (2+1) - 3 + 3 \cdot 0 - 1 = -1 \Rightarrow \textbf{1x staticky přeurčité}$$

#### Staticky ekvivalentní náhrada - známá síla od upínacího válce

#### Geometrický obrazec



#### Rozbor statické určitosti:

$$s = v - 3 + 3u - k$$

$v$  - počet jednonásobných vnějších vazeb

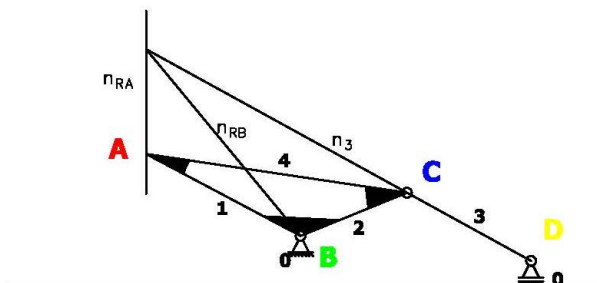
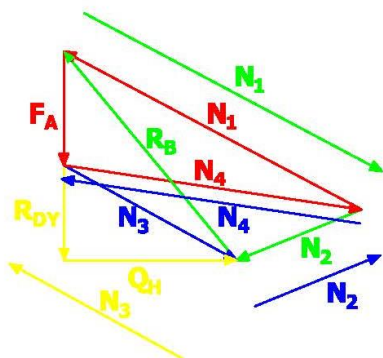
$u$  - počet uzavřených příhrad

$k$  - počet jednonásobných kloubů

$$s = (2+2) - 3 + 3 \cdot 0 - 1 = 0 \Rightarrow \textbf{staticky určité}$$

V tuto chvíli je soustava těles řešitelná. Opět označíme jednotlivá tělesa čísly a vazby písmeny. Základem pro grafický obrazec byla tentokrát síla  $Q_H$ , nanesením jednotlivých nositelek získáme skutečnou velikost upínací síly v čelisti.

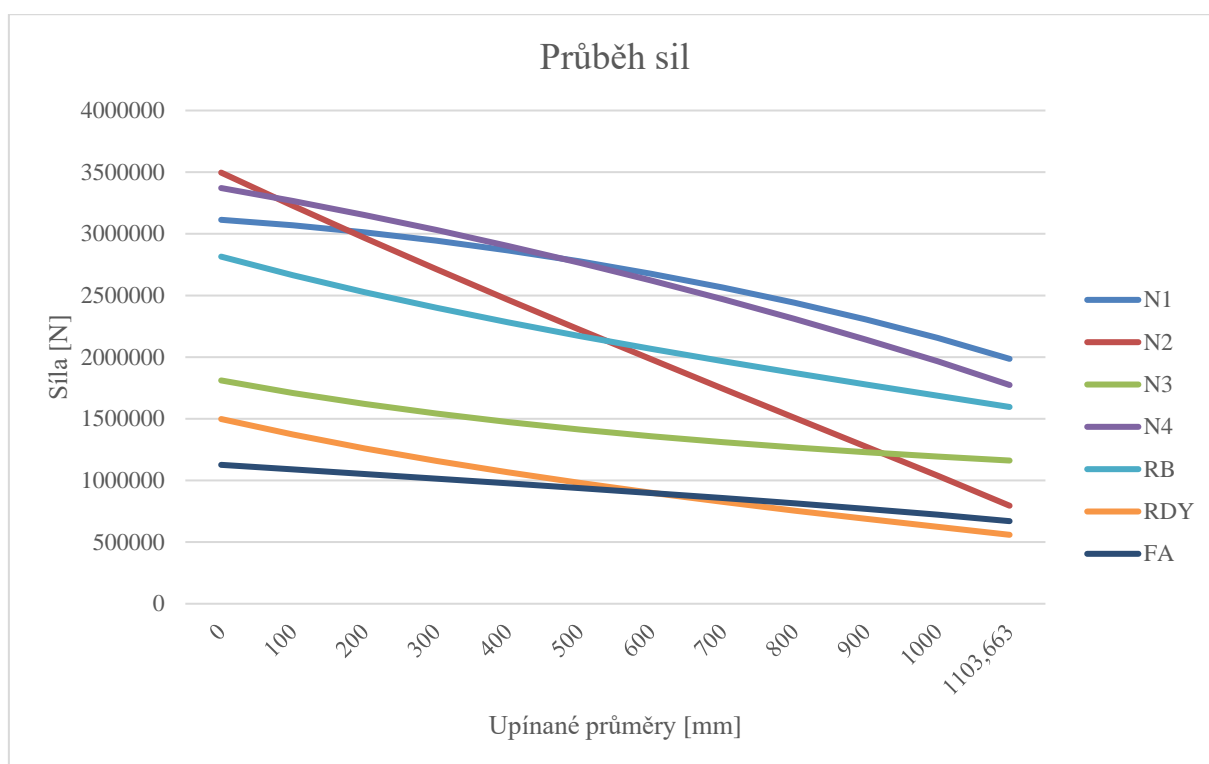
#### Silový obrazec





K určení přesných hodnot sil v jednotlivých součástech použijeme opět interaktivní náčrt v programu Autodesk Inventor. Maximum jednotlivých sil hledáme v rozmezí hodnot dvojnásobku kóty  $a$ . Tato hodnota vyjadřuje vzájemnou vzdálenost dosedacích ploch čelistí.

Tato vzdálenost byla postupně měněna od nuly až do mezní hodnoty 1103,633 mm. Hodnoty všech sil byly zanášeny do tabulky v programu Microsoft Excel. Na základě těchto dat bylo možné sestavit graf proměnnosti jednotlivých sil v závislosti na vzájemné vzdálenosti dosedacích ploch. Velmi důležitým údajem je také poměr maximální a minimální síly v čelistech, ten vyjadřuje převodový poměr mechanismu. Obvyklá hodnota tohoto poměru bývá kolem 1,5.



$F_{Amin}$ : 669,882 kN

$F_{Amax}$ : 1126,599 kN

Silový poměr: 1,681786 -

### 3.8 NÁVRH PRŮŘEZU TÁHLA

Táhlo je součást namáhaná střídavým tahem a tlakem. Délka táhla byla zvolena v části s volbou rozměrů mechanismu a její velikost je 850 mm.

Pro návrh průřezu táhla bylo uvažováno statické zatěžování maximální silou v tělese 3.

Velikost této síly je známá z předchozího kroku. Pro výpočet byl zvolen návrhový součinitel

2. Jako materiál byla zvolena ocel 12 050.

$$F_3 = 1811081 \text{ N}$$

*materiál táhla ... 12050*

$$R_{eH} = 325 \text{ MPa}$$

$$R_m = 630 \text{ MPa}$$

*návrhový součinitel 1 až 5  $\Rightarrow k_n = 2$*

#### STATICKE ZATĚŽOVÁNÍ

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_{eH}}{k_n} = \frac{325}{2} = 162,5 \text{ MPa} \quad \text{Rov. 20}$$

$$\sigma = \frac{F}{S} \Rightarrow S = \frac{F_{max}}{\sigma_{DOV}} = \frac{1811081}{162,5} = 11145,11 \text{ mm}^2 \quad \text{Rov. 21}$$

$$S = a \cdot b ; \text{volím } a = 150 \text{ mm}$$

$$b = \frac{S}{a} = \frac{11145,11}{150} = 74,3 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } b = 80 \text{ mm} \quad \text{Rov. 22}$$

*průřez táhla:  $h_t \times t_t$   $\square$  230 x 80 mm*

$$S = 18400 \text{ mm}^2$$

**ÚNAVOVÉ ZATĚŽOVÁNÍ**

Jelikož se jedná o součást namáhanou cyklicky, nikoliv pouze staticky a nachází se ve velmi náročném prostředí, je nutné ji zkontrolovat z hlediska únavového zatěžování. Při výpočtu korigované meze únavy byla s pomocí součinitele zohledněna právě zmiňovaná vysoká teplota a ostatní aspekty ovlivňující únavovou životnost. Hodnoty špičkových zatížení cyklu byly získány v předchozím kroku a jsou zřejmé z Excel tabulky.

$$F_n = 1161352 \text{ N}$$

$$F_h = 1811081 \text{ N}$$

$$\sigma_n = \frac{F_n}{S} = \frac{1161352}{18400} = 63,11 \text{ MPa} \quad (\text{Rov. 23})$$

$$\sigma_h = \frac{F_h}{S} = \frac{1811081}{18400} = 98,43 \text{ MPa} \quad \text{Rov. 24}$$

$$\sigma_A = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} = \frac{98,43 - 63,11}{2} = 17,66 \text{ MPa} \quad \text{Rov. 25}$$

$$\sigma_M = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} = \frac{98,43 + 63,11}{2} = 80,77 \text{ MPa} \quad \text{Rov. 26}$$

$$\sigma_{CO}' = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{CO} \quad \text{Rov. 27}$$

$$k_a = 0,8279$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0,85$$

$$k_d = 0,549$$

$$k_e = 0,814$$

$$k_f = 1$$

$$\sigma_{CO} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 630 \quad \text{Rov. 28}$$

$$\sigma_{CO} = 317,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CO}' = 0,8279 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,549 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 317,52 \quad \text{Rov. 29}$$

$$\sigma_{CO}' = 99,85 \text{ MPa}$$

*Podmínka únavového porušení dle přímkového Sodebergova kritéria:*

$$k^{SODEBERG} = \frac{1}{\frac{\sigma_A}{\sigma_{CO}'} + \frac{\sigma_M}{R_{eH}}} = \frac{1}{\frac{17,66}{99,85} + \frac{80,77}{325}} = 2,35 \quad \text{Rov. 30}$$

### 3.9 NÁVRH ROZMĚRŮ UPÍNACÍCH ČEPŮ

Rotační spojení táhla s pákou a spojovací hlavou jsou realizovány pomocí spojovacích čepů o stejném průměru. Páka je ukotvena do skříně upínacími čepy. Všechny čepy jsou válcové a dvojstrážné. Jednotlivé čepy jsou navrženy na základě dovolených smykových napětí. Ocel, ze které budou čepy zhotoveny byla zvolena třída 15 142. V čepových spojeních je uvažováno míjivé zatěžování.

Reakční síly, kterými jsou jednotlivé čepy namáhány, byly taktéž získány z Cremonova diagramu.

ocel 15 142 (42CrMo4 + QT)

$$\tau_{DS} = 112 \text{ MPa}$$

$$p_D = 100 \text{ MPa}$$

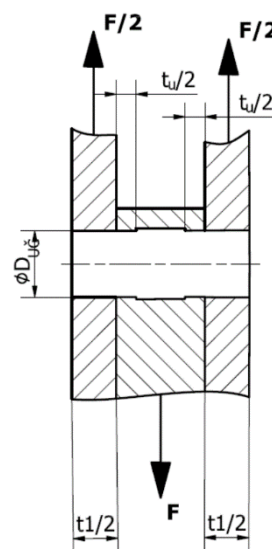
#### NÁVRH PRŮMĚRU UPÍNACÍHO ČEPU

$$F_1 = 2\,815,046 \text{ kN}$$

$$\tau_S = \frac{F_1}{2 \cdot S} \leq \tau_{DS} \quad \text{Rov. 31}$$

$$\tau_S = \frac{2 \cdot F_1}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} \leq \tau_{DS} \quad \text{Rov. 32}$$

$$D_{U\check{c}} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_1}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2\,815\,046}{\pi \cdot 112}} = 126,5 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } \phi D_u = 300 \text{ mm} \quad \text{Rov. 33}$$



#### KONTROLA UPÍNACÍHO ČEPU

##### Otlačení v páce

$$t_u = 180 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p = \frac{F}{D_{U\check{c}} \cdot t_u} \leq p_D \quad \text{Rov. 34}$$

$$p = \frac{2\,815\,046}{300 \cdot 180} \leq p_D \quad \text{Rov. 35}$$

$$p = 52,13 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

**Otlačení ve vidlici (skříni)**

$$t_1/2 = 200 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p = \frac{F}{D_{UČ} \cdot t_1} \leq p_D$$

Rov. 36

$$p = \frac{2\,815\,046}{300 \cdot 400} \leq p_D$$

Rov. 37

$$p = 23,46 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

**NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU TÁHLA**

$$F_2 = 1\,811,081 \text{ kN}$$

$$\tau_S = \frac{F_2}{2 \cdot S} \leq \tau_{DS}$$

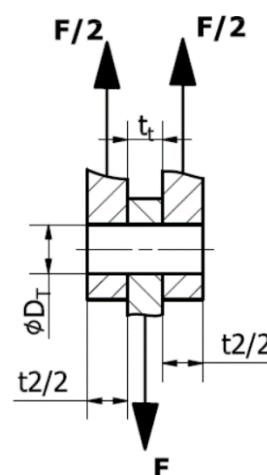
Rov. 38

$$\tau_S = \frac{2 \cdot F_2}{\pi \cdot d_T^2} \leq \tau_{DS}$$

Rov. 39

$$d_T = \sqrt{\frac{2 \cdot F_2}{\pi \cdot \tau_{DS}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1\,811\,081}{\pi \cdot 112}} = 101,46 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } \phi d_T = 170 \text{ mm}$$

Rov. 40

**KONTROLA ČEPU TÁHLA****Otlačení v táhle**

$$t_2 = 115 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p = \frac{F}{d_T \cdot t_2} \leq p_D$$

Rov. 41

$$p = \frac{1\,811\,081}{170 \cdot 115} \leq p_D$$

Rov. 42

$$p = 92,64 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

**Otlačení ve vidlici (páce)**

$$t_2/2 = 140 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p = \frac{F}{d_T \cdot t_2} \leq p_D$$

Rov. 43

$$p = \frac{1811081}{170 \cdot 140} \leq p_D$$

Rov. 44

$$p = 76,1 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

**NÁVRH PRŮMĚRU ČEPU ČELISTI**

$$F_3 = 1\,126,599 \text{ kN}$$

$$\tau_S = \frac{F_2}{2 \cdot S} \leq \tau_{DS}$$

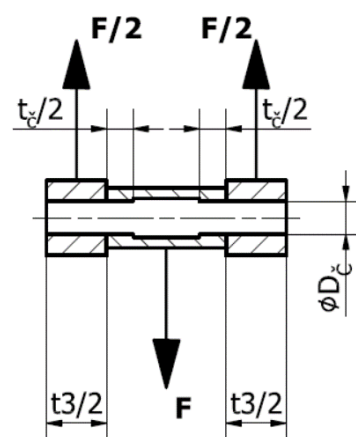
Rov. 45

$$\tau_S = \frac{2 \cdot F_2}{\pi \cdot d_\xi^2} \leq \tau_{DS}$$

Rov. 46

$$d_\xi = \sqrt{\frac{2 \cdot F_2}{\pi \cdot \tau_{DS}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1126599}{\pi \cdot 112}} = 80 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } \phi d_\xi = \mathbf{110 \text{ mm}}$$

Rov. 47

**KONTROLA ČEPU ČELISTI****Otlačení v čelisti**

$$t_p = 180 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p = \frac{F}{d_\xi \cdot t_p} \leq p_D$$

Rov. 48

$$p = \frac{1126599}{110 \cdot 180} \leq p_D$$

Rov. 49

$$p = 56,9 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

**Otlačení ve vidlici (páce)**

$$t_3/2 = 400 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

$$p = \frac{F}{d_{\xi} \cdot t_3} \leq p_D \quad \text{Rov. 50}$$

$$p = \frac{1126599}{110.400} \leq p_D \quad \text{Rov. 51}$$

$$p = 25,6 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

## ZÁVĚR

Cíle práce vytyčené v úvodu byly, vypracovat přehledovou studii manipulátorů užívaných při volném kování, dále provést koncepční návrh uchopovacího mechanismu kolejového kovacího manipulátoru na základě zadaných hodnot a parametrů. Práci uzavírá výkresová dokumentace obsahující vybrané díly a sestavu konstruovaného mechanismu. Samotnou práci lze pomyslně rozdělit na dva samostatné bloky, první je věnován přehledové studii a druhý koncepčnímu návrhu. Následující odstavce jsou věnovány dosaženým výsledkům.

Z rešerše je zřejmé, jak rozsáhlým odvětvím strojírenství konstrukce manipulačních prostředků pro volné kování je. Konstruováním těchto zařízení se zabývají různé velké společnosti po celém světě. Každá z těchto firem používá při konstrukci stejný kinematický i ideový základ, avšak v mnoha podstatných i nepodstatných detailech se výsledná technická řešení napříč konkurencí liší, ať jde o způsob pohonu, či například vybranou technologii konstrukce kleští.

Při realizaci koncepčního návrhu byly použity jako výchozí parametry zadané hodnoty odpovídající manipulátoru s maximální hmotností do 20 tun a zvoleno, co možná nejvhodnější technické řešení. Jednotlivé součásti byly podrobeny základní kontrole pomocí analytických výpočtů. Při návrhu čepů bylo nutno několikrát zvolit lepší materiál polotovaru, aby součásti snesly požadované zatěžování.

Pro autora přineslo zpracování této práce značné rozšíření obzorů ve strojírenství a podrobný vhled do velmi zajímavého odvětví, kterým konstrukce kovacích manipulátorů beze sporu je. Jelikož byla práce zaměřena zejména na koncepční návrh, zůstává zde mnoho otázek ohledně výsledků podrobnějších pevnostních výpočtů v kombinaci s metodou konečných prvků, či technologicko-ekonomické zhodnocení výroby. Například v těchto směrech by bylo možné na tuto problematiku navázat při zpracování diplomové práce.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŽĐAS. ŽĐAS a.s. [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: <https://www.zdas.com/>
- [2] BOELHO, Joe. Forging clamp guide. In: slideshare.net [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: <https://www.slideshare.net/joebotelho/forging-clamp-guide-r0>
- [3] CASCADE. CASCADE Ltd. [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: <https://www.cascorp.com>
- [4] Forging and handling technology. DAKO-TRADE, spol. s r.o. [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: [https://dako-trade.cz/wp-content/uploads/2015/03/DDS\\_02-open-die-forging-engl.pdf](https://dako-trade.cz/wp-content/uploads/2015/03/DDS_02-open-die-forging-engl.pdf)
- [5] Archivní podklady firmy ŽĐAS a.s.
- [6] DVOŘÁK, Milan a Michaela MAREČKOVÁ. Technologie tváření [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/technologie\\_tvareni/obsah.htm](http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/technologie_tvareni/obsah.htm)
- [7] JEBENS. Jebens GmbH. [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: <https://jebens.de/de/home/>
- [8] Slide-on Arm. von Schaewen AG [online]. Dostupné z: <https://www.von-schaewen.de/en/references/large-scale-mechanics/aufsteckarm-engl/>
- [9] BEČKA, Jan. In: users.fs.cvut.cz. [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: [http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/predn\\_design\\_KON\\_I\\_12.pdf](http://users.fs.cvut.cz/~beckajan/predn_design_KON_I_12.pdf)
- [10] Zařízení pro volné kování. ŽĐAS a.s. [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: <https://www.industry-eu.cz/files/companies/890382.pdf>
- [11] DANGO & DIENENTHAL. DANGO & DIENENTHAL GMBH [online]. Dostupné z: <https://www.dango-dienenthal.de/>
- [12] Integrated open die forging unit. LS HEAVY INDUSTRY ENGINEERING CO., LTD. [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: [http://www.ls-press.com/product\\_1024\\_IntegratedOpenDieForgingUnit.html](http://www.ls-press.com/product_1024_IntegratedOpenDieForgingUnit.html)
- [13] Integrated forging complex commissioned at Zlatoust Metallurgical. DANIELI [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: [https://www.danieli.com/en/news-media/news/integrated-forging-complex-commissioned-zlatoust-metallurgical-plant\\_37\\_537.htm](https://www.danieli.com/en/news-media/news/integrated-forging-complex-commissioned-zlatoust-metallurgical-plant_37_537.htm)
- [14] Selecting the Right Equipment to Handle Heavy Forgings | 2019-04-05 | FORGE. FORGE Magazine | Global Forging Industry News [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: <https://www.forgemag.com/articles/84886-selecting-the-right-equipment-to-handle-heavy-forgings>
- [15] LINDE. Linde Material Handling [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: <https://www.linde-mh.com/en/>
- [16] WUXI XINCHUI. Wuxi Xinchui [online]. [cit. 06.03.2021]. Dostupné z: <http://www.forging-hammers.com/>

- [17] ZÁDĚRA, Antonín. Studijní opory předmětu TECHNOLOGIE II [online]. Dostupné z: <http://ust.fme.vutbr.cz/slevarenstvi/studium/studijni-opory>
- [18] GRISSE, Hans Jochen. Konzeption eines rechnergestützten Vertriebs-, Informations- und Kommunikationssystems und dessen Umsetzung in die Praxis. Essen, 2003. Universität Duisburg-Essen, Fachbereich Maschinenwesen. 25.2.2003
- [19] Dango & Dienenthal – Maschinenbau GmbH - DAKO-TRADE, spol. s r.o.[online]. [cit. 14.04.2021]. Dostupné z: <https://dako-trade.cz/portfolio/dango-dienenthal-maschinenbau-gmbh/>
- [20] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [21] FOSSA Cilindri.[online]. [cit. 25.04.2021]. Dostupné z: <https://www.fossacilindri.com/>
- [22] HBEPRESS. HBEPRESS [online]. [cit. 25.04.2021] Dostupné z: <http://hbepress.com/>
- [23] BURIAN, V. Kleště kovářského manipulátoru: porovnání jednotlivých konstrukčních řešení s ohledem na svařované a odlévané konstrukce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016, 59 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr. [online]. [cit. 25.04.2021] Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=126771](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=126771)
- [24] ISO 3320. Fluid power systems and components — Cylinder bores and piston rod diameters and area ratios — Metric series. Geneva, 2013, [online]. [cit. 25.04.2021] Dostupné z: <http://btpco.com/download/training/ISO%20standards/ISO-3320.pdf>

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- 1. VIZUALIZACE VÝSLEDNÉHO ZAŘÍZENÍ**
- 2. VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE**

## 1. VIZUALIZACE VÝSLEDNÉHO ZAŘÍZENÍ

